

プレート式蒸発器の表面微細加工による アンモニア沸騰熱伝達促進* (凹凸溝の向きによる影響)

有馬博史^{*1}, 松尾伸彦^{*2}, 執行啓太^{*3}, 岡本明夫^{*4}, 池上康之^{*1}

Boiling heat transfer enhancement for ammonia using micro fabrication surface on plate evaporator (Effect of micro groove direction)

Hirofumi ARIMA^{*5}, Nobuhiko MATSUO, Keita SHIGYOU,
Akio OKAMOTO and Yasuyuki IKEGAMI

^{*5} Institute of Ocean Energy, Saga University

1-48 Kubara-aza, Hirao, Yamashiro-machi, Imari-shi, Saga 849-4256, Japan

The experimental study has been performed for the heat transfer enhancement in ammonia on this new plate evaporator which treated the surface on the micro groove. The micro groove is depth of 30 micro meters and width of 200 micro meters. The local boiling heat transfers were measured on the evaporator surface using 10-thermocouples inside evaporator. For comparison of the heat transfer characteristic of the evaporator, the local boiling heat transfer coefficient on a flat surface and two micro grooved surface which have vertical and horizontal directions to ammonia flow, were measured in a range of mass flux (2 - 7.5 kg/m² s), heat flux (10 - 20kW/m²), and saturation pressure (0.7 - 0.9 MPa).

The result shows that, the local boiling heat transfer coefficient increased with an increase mass flux, averaged heat flux and vapor quality in all surface conditions. The heat transfer coefficient of horizontal and vertical micro grooved surface was larger than that of flat surface. Especially, the horizontal micro grooved surface had best heat transfer coefficient. In case of low vapor quality which was in nucleate boiling region, the heat transfer coefficient of horizontal and vertical surfaces showed large increment from that of flat surface. However, in case of high vapor quality which was added the slightly effect of convective boiling, the heat transfer of vertical surface showed small increment from that of flat surface though that of horizontal surface showed large increment.

Key Words : Heat transfer enhancement, Ammonia, Plate heat exchanger, Micro grooved surface

1. 緒 言

未利用エネルギーの一つに海洋熱エネルギーがある。海洋エネルギー研究センターではこの海洋熱エネルギーの有効利用を目的として、海洋温度差発電(OTEC)の研究が進められている。OTECでは、利用可能な熱源の温度が最大30℃前後、また温度差が最大25℃と非常に小さいために、作動流体として低沸点のアンモニアまたはアンモニア/水の混合媒体が用いられている。また、OTECの主要機器は蒸発

器と凝縮器があるが、これらの機器にはプレート式熱交換器が採用されている。ところで、OTECではプレート式蒸発器内で30℃前後の温海水から熱を回収してアンモニア蒸気を発生させ、その蒸気をタービンに送る。そのため、蒸発器における熱交換量が発電サイクルの効率を決定する重要なファクターの一つとなっている。発電サイクル効率の向上には、蒸発器における作動流体の沸騰熱伝達の特性を解明することが重要である。アンモニアまたはアンモニア/水を用いたプレート蒸発器内の沸騰熱伝達率の測定や沸騰様相についての観察に関する研究については、これまでに当センターの榎部ら⁽¹⁾⁽²⁾、有馬ら⁽³⁾、岡本ら⁽⁴⁾による報告、また海外ではDjordjevicら⁽⁵⁾による報告がある。榎部ら⁽¹⁾⁽²⁾は、小温度差発電の実験用プラントに設置されたヘリンボーンタイプのプレート式蒸発器を用いて、アンモニア/水の

*原稿受付 2010年7月31日

*1 佐賀大学海洋エネルギー研究センター

*2 佐賀大学大学院機械システム工学専攻

*3 佐賀大学機械システム工学科

*4 神戸製鋼所

E-mail: arima@ioes.saga-u.ac.jp

平均蒸発熱伝達について測定を行うと共に, 伝熱面形状の違いによる沸騰特性を明らかにしている. また有馬ら⁹⁾と岡本ら¹⁰⁾は, 平滑面を持つプレート式蒸発器において, アンモニアおよびアンモニア/水 (アンモニア濃度 90%) における局所沸騰熱伝達の測定と可視化による沸騰様相の観察を行い, それぞれ質量流束, 熱流束, 飽和圧力の違いによる熱伝達への影響について調査を行っている. 一方, Djordjevicら⁶⁾は, 市販のシェブロンタイプのプレート式熱交換器を用いたアンモニアの局所沸騰熱伝達の測定を行い, 伝熱面上のシェブロン角の違いによる熱伝達の比較を行っている.

ところでOTECの発電サイクルの向上には, 蒸発器における作動流体の沸騰熱伝達の特性を解明することが重要であることは述べたが, さらに蒸発器そのものの伝熱性能の向上も必要不可欠である. 様々な熱交換器の伝熱性能の向上には, 数多くの方法が提案⁶⁾されているが, アンモニア用のプレート式蒸発器の伝熱促進を目的とした研究は, 池上ら⁷⁾と前報⁸⁾の報告のみである. 池上ら⁷⁾はアンモニア冷凍サイクルに使用されているヘリンボーンタイプの伝熱プレートとそれに金属溶射を施したプレートを比較して, 沸騰熱伝達の促進について検討を行っている. 一方, 前報⁸⁾では, アンモニアの強制対流による沸騰熱伝達の中でも核沸騰域における伝熱促進に注目し, 伝熱面上に深さ 30 μm の微細な矩形凹凸を加工することによって人工的に発泡点を増やし, 平滑面からの伝熱促進について検討した. その結果, 約 10~40%の熱伝達の増加が得られることを明らかにした. しかし前報⁸⁾では, 微細な矩形凹凸の向きを作動流体の流れの向きに対して直交するように設置して測定したのみで, 作動流体の流れの向きに対する矩形凹凸の向きの影響についての検討が行われていなかった. そこで, 本報では, この微細な矩形凹凸の向きに注目して, 作動流体の流れに対して並行する伝熱面を新たに作成し, 沸騰熱伝達への影響について検討を行った.

2. 主要記号

G	: 質量流束 [kg/m ² s]
h	: 熱伝達率 [W/m ² K]
i	: 局所エンタルピー [J/kg]
i_{fg}	: 蒸発潜熱 [J/kg]
$i_{sat,liq}$: 飽和液のエンタルピー [J/kg]
k	: 熱伝導率 [W/mK]
l_i	: 熱電対間の距離 [m]
P_{sat}	: 飽和蒸気圧 (絶対圧力) [Pa]
q_{av}	: 平均熱流束 [W/m ²]
r_c	: 臨界気泡半径 [m]
T_i	: 熱電対の測定温度 [°C]
T_{sat}	: 作動流体の飽和温度 [°C]
T_{wall}	: プレート壁面温度 [°C]

w	: 流路幅 [m]
x	: 熱平衡乾き度 [-]
δ	: 流路高さ [m]

3. 実験装置および実験方法

3-1 実験装置 実験装置の概略図を Fig. 1 に示す. 実験装置は前報⁸⁾の実験装置と同一で, 蒸発器 (テストプレート), 凝縮器, プレヒーター, サブクーラー, 作動流体ポンプ, 作動流体タンク, 温水・冷水供給装置で構成されている. また, 装置は作動流体系, 温水系, 冷水系の 3 つの循環系に分けられる.

アンモニアは作動流体系において, プレヒーター, テストプレート, 凝縮器, 作動流体タンク, サブクーラーの順に循環している.

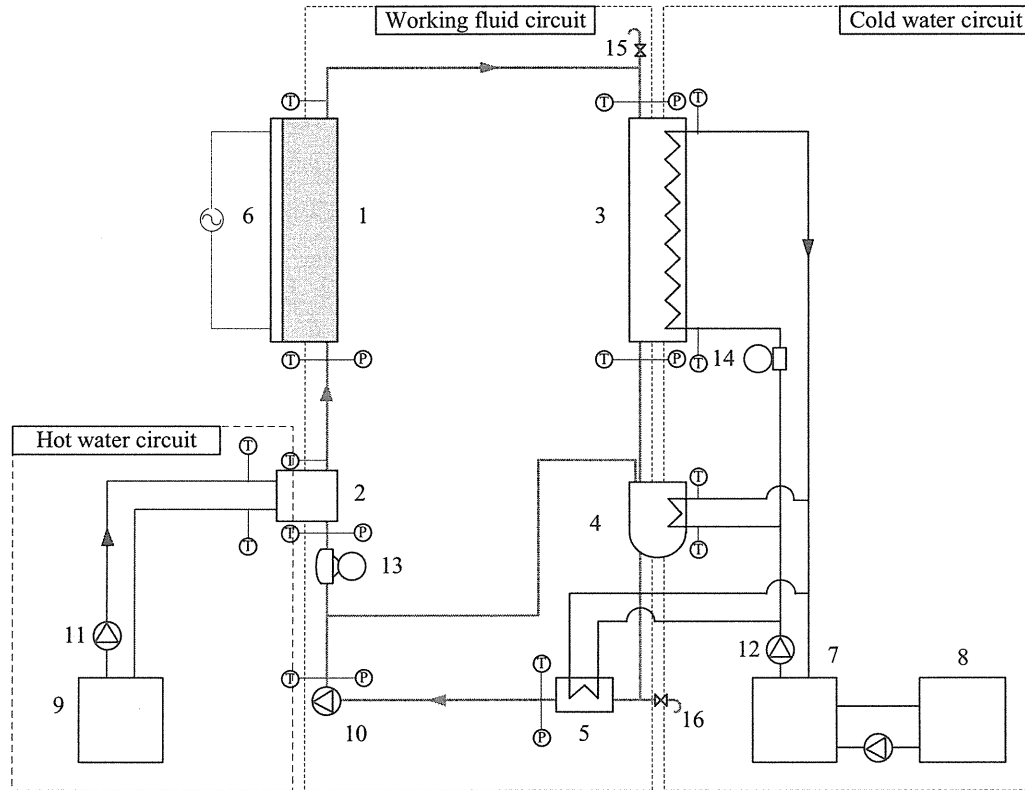
温水系の水は, 温水タンク内で 2kW の投げ込みヒーターで加温され温度調整された水を使用した. 温水はプレヒーターに送られ, 作動流体の乾き度調整に使用される. 一方, 冷水系の水は, 冷凍機で冷却され温度調整された水を使用した. 冷水は, 凝縮器, 作動流体タンク, サブクーラーに送られ, 作動流体の冷却に使用される. 状態量を測定するためにそれぞれの循環系には, 質量流量, 体積流量, 圧力, 温度センサーを設置した.

作動流体の質量流量測定にはコリオリ式質量流量計 (エンドレスハウザー製 PROMASS 83A 精度 $\pm 0.1\%$ 以内), 温・冷水の体積流量測定には電磁流量計 (キーエンス製 FD-M, FD-P シリーズ, 測定精度 $\pm 1.6\%$), 圧力測定にはダイヤフラム式圧力センサー (横河電機製 FP101, 測定範囲 0~2MPa, 測定精度 $\pm 0.25\%$), 作動流体と温・冷水の温度測定には, K 型シース熱電対 (林電工製 ST6, クラス 1, 誤差 $\pm 1.5^\circ\text{C}$) を使用した. これらの測定値は全てマルチメーターに集められ, そのデータを PC で読み込むことで状態点の表示と記録を行った. なお, 熱電対のマルチメーターによる測定誤差は, あらかじめ恒温槽を用いた検定を行ったため $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 以内である.

Fig. 2 にテストプレートの概略図を示す. テストプレートは伝熱プレート, SUS304 製の蓋 (高さ 370mm \times 幅 220mm) と SUS304 製のスペーサー (厚さ 2mm) で構成されている.

プレート内部の温度分布は, プレート側面から開けた高さ方向 5 箇所, 幅方向 2 箇所, 合計 10 箇所の横穴に K 型シース熱電対を挿入して測定した. 幅方向の熱電対の間隔は各 40mm, 高さ方向は 59mm である.

伝熱プレートは, 100V-1050W のアルミ製ヒーターブロックで背面より加熱した. アルミ製ヒーターブロックは幅 100mm, 高さ 250mm, 厚さ 20mm のアルミ製ブロックと, 150W のセラミック製カートリッジヒ



1. Test plate (Evaporator) 2. Pre-heater 3. Condenser 4. Working fluid tank 5. Sub cooler 6. Electric heater
7. Cold water tank 8. Refrigerator 9. Hot water tank 10. Working fluid pump 11. Hot water pump 12. Cold water pump
13. Mass flow meter 14. Volumetric flow meter 15. Degassed valve 16. Release valve

Fig. 1 Schematic of experimental apparatus

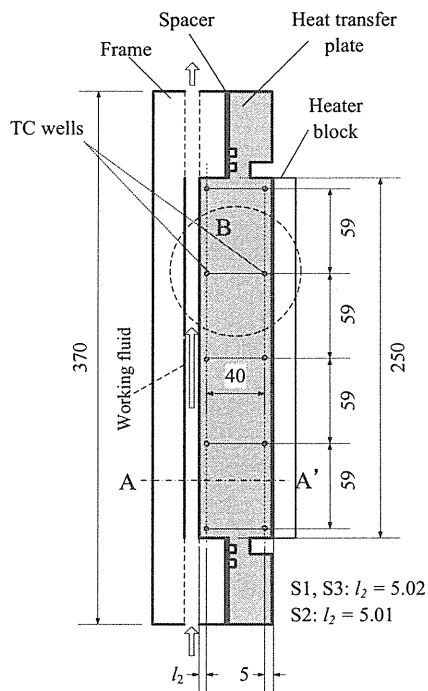


Fig. 2 Assembly of test plate

ーター7本で構成されている。また、ヒーター背面および周囲は断熱材によって保温した。ヒーター出力は、スライダックの電圧出力を変化させることで調整した。

テストプレート内の作動流体流路は、Fig. 3に示すように幅 (w) 100mm、高さ (d) 2mmの矩形流路である。この矩形流路は、伝熱プレートの凸部とフレームの凹部をはめ合わせることで構成されている。

Fig. 2の円Bに示した熱電対配置の詳細図をFig. 4に示す。ヒーター側の熱電対を T_1 、作動流体側を T_2 、熱電対間の距離を l_1 、 T_2 から伝熱面表面までの距離を l_2 と置く。

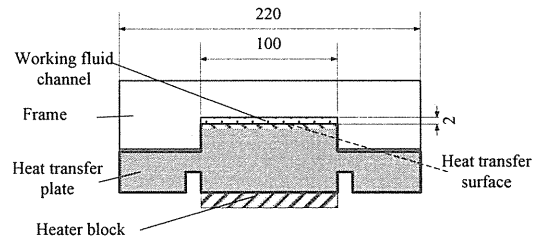


Fig. 3 Cross sectional view of test plate
(A-A' cross section of Fig. 2)

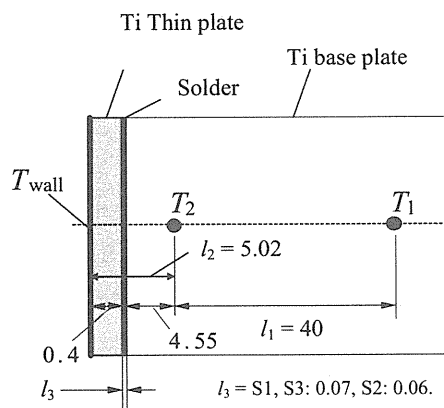


Fig. 4 Configuration of thermocouples inside test plate
(Detail of circle “B” area of Fig. 2)

3・2 伝熱プレート 本実験では、微細凹凸の有無と凹凸の向きの違いによる沸騰熱伝達の比較を行うため、Fig. 5 に示す 3 種類の伝熱プレートを用いた。比較に用いた 3 種類の伝熱プレートはいずれもチタン製（以下 Ti）である。いずれの伝熱プレートも、外寸が幅 220mm、高さ 370mm、厚さ 50mm、伝熱面が幅 100mm、高さ 250mm で統一されている。また、伝熱プレートは厚さ 0.4mm の Ti 製薄板と Ti 製台座で構成されている。(a)～(c)の伝熱プレートの Ti 製台座には、平滑面と微細凹凸面に加工された Ti 薄板がロウ付けによって固定されている。(a)～(c)の名称と詳細について以下に示す。

- (a) 平滑面（以下 S1）：平均粗さ $0.6\ \mu\text{m}$ で鏡面加工
- (b) 縦溝微細凹凸面（以下 S2）：作動流体流れ方向に対して平行な溝を配置
- (c) 横溝微細凹凸面（以下 S3）：作動流体流れ方向に対して直交する溝を配置

Fig. 6 に (b), (c) の溝の形状について示す。微細凹凸面は Ti 製薄板表面をエッチングにより加工したものである。Fig. 6 (b) に示すように、凹凸の寸法は凹部幅 $200\ \mu\text{m}$ 、凸部幅 $100\ \mu\text{m}$ 、深さ $30\ \mu\text{m}$ である。なお、凹凸の凸部の平均表面粗さは $0.6\ \mu\text{m}$ 、凹部は $5\ \mu\text{m}$ である。

3・3 実験方法

3.3.1 熱伝達係数の計算 伝熱プレート内部の各測定位置での熱流束 q は、Fig. 4 に示した熱電対の温度 T_1 、 T_2 とそれらの距離 l_1 、伝熱プレートの熱伝導率 k から一次元定常熱伝導を仮定して次式で推定した。

$$q = k \frac{T_1 - T_2}{l_1} \quad (1)$$

また作動流体側のプレート表面温度 T_{wall} は、式(1)を外挿することで、次式で求めた。

$$T_{\text{wall}} = T_2 - \frac{ql_2}{k} \quad (2)$$

作動流体の各測定位置での熱伝達係数 h は、その位置での局所の熱流束、プレート表面温度 T_{wall} と飽和温度 T_{sat} を用いて次式から求めた。

$$h = \frac{q}{(T_{\text{wall}} - T_{\text{sat}})} \quad (3)$$

なお、飽和温度 T_{sat} はテストプレート入口の圧力を飽和圧力 P_{sat} とし、その時の飽和温度を与えた。

3.3.2 熱平衡乾き度の計算 伝熱プレート内部の各測定位置での熱平衡乾き度 x （以下、乾き度）は、次式で求めた。

$$x = \frac{i - i_{\text{sat,liq}}}{i_{\text{fg}}} \quad (4)$$

ここで、 i は各位置でのエンタルピー、 $i_{\text{sat,liq}}$ と i_{fg} は、プレート入口の圧力における飽和液のエンタルピーと蒸発潜熱である。なお、各位置でのエンタルピー i は、前報⁽⁸⁾と同じ方法で求めた。また、各物性の計算には P-PROPATH⁽⁹⁾を使用した。

3・4 実験条件 実験条件を Table 1 に示す。各実験では作動流体の流量および飽和圧力の定常状態を確認後、実験データを 5 秒間隔で 2 分間採取し、その値を平均した値を測定値として用いた。

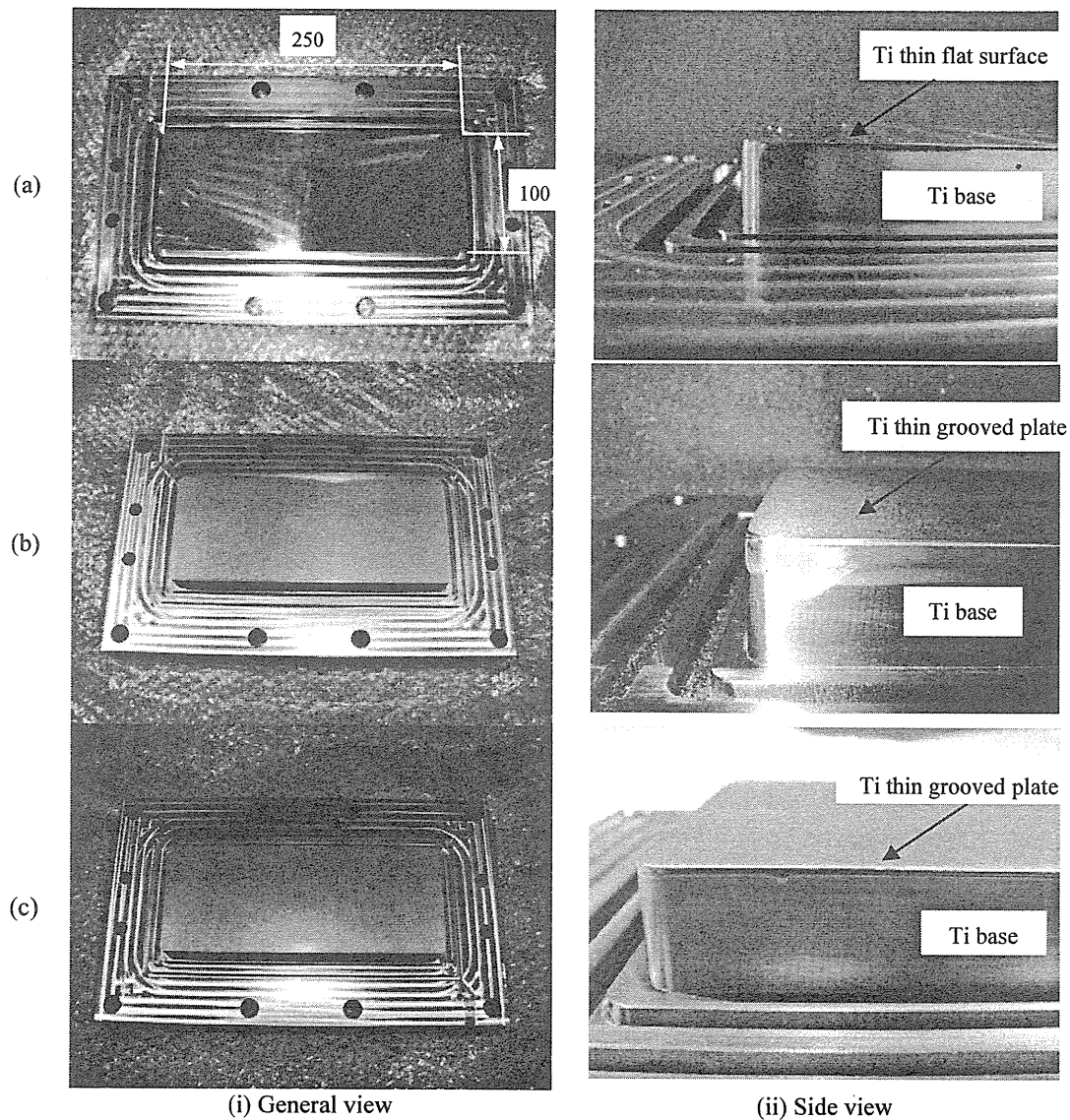


Fig. 5 Photographs of three test heat transfer plates

(a) S1: Flat surface, (b) S2: Vertical grooved surface, (c) S3: Horizontal grooved surface

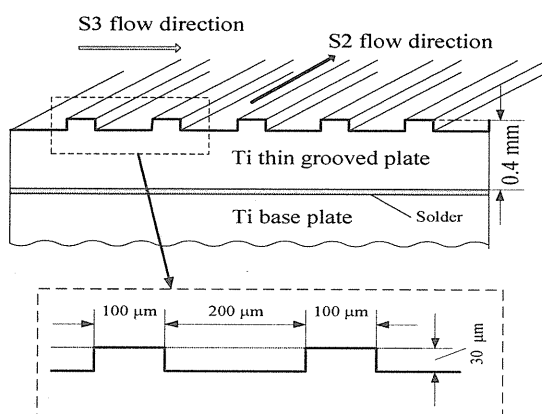


Fig. 6 Detail of S2 and S3 plate surface

Table 1 Experimental Conditions

Working fluid	Pure ammonia
Plate surface	S1: Flat surface S2: Vertical grooved surface S3: Horizontal grooved surface
Plate substance	Titanium
Mass flux G [kg/m ² s]	2, 5, 7.5
Average heat flux q_{av} [kW/m ²]	10, 15, 20
Saturation pressure P_{sat} [MPa]	0.7, 0.8, 0.9

4. 実験結果および考察

4・1 沸騰曲線 Fig. 7(a) および (b) に, 質量流速が $G=5$ および $7.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の場合における, 飽和蒸気圧一定の条件で熱流束を変化させた場合の沸騰曲線を示す. 沸騰曲線には, S1~S3 における低乾き度 ($x=0.2$) および高乾き度 ($x=0.7$) の場合の値をそれぞれ記した. また有馬⁽¹⁰⁾による平滑面, 溶射面におけるアンモニアプール核沸騰実験の沸騰曲線 ($P_{\text{sat}} = 0.7 \text{ MPa}$) も併せて記した.

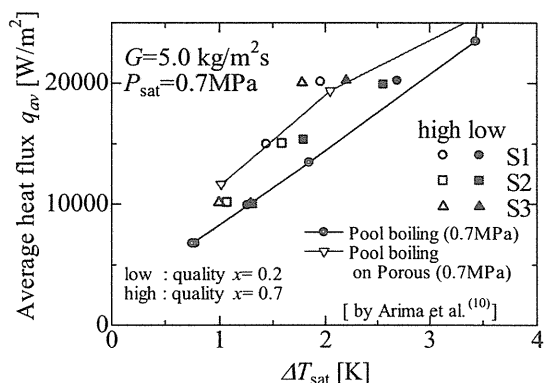
Fig. 7(a) に示した $G=5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ における沸騰曲線では, S1 の低乾き度の過熱度が, 有馬⁽¹⁰⁾のプール核沸騰の値とほぼ一致していることがわかる. つまり, S1 においては核沸騰による熱伝達が支配的であると言える. S2 および S3 の低乾き度については, $q_{\text{av}}=10 \text{ kW/m}^2$ ではプール核沸騰と一致するものの, 熱流束が上昇するに伴いプール核沸騰より過熱度が減少する. この過熱度の減少は, S3 で特に顕著であり 0.5 K の減少が見られた. これらの S2 と S3 についてもプール核沸騰の結果との比較で, その大きさから核沸騰支配の熱伝達であると考えられる. しかし, S1 より過熱度が減少したことについては, 伝熱面に凹凸を付したことで発泡点が増え伝熱が促進されたものと考えられる.

一方, 高乾き度かつ $q_{\text{av}} = 10 \text{ kW/m}^2$ の場合, S1 ~ S3 の過熱度はほぼ一致し, プール核沸騰に比べて 0.2 K 低くなっている. また, $q_{\text{av}} > 15 \text{ kW/m}^2$ の場合は, 過熱度が S1, S2, S3 の順に減少している. しかし, 低乾き度の場合に比べてその差は小さい. 高乾き度では, 同一条件における低乾き度の値に比べて過熱度が全体的に減少していることから, 僅かであるが強制対流による影響が出てきたものと考えられる. 一方で, 高熱流束においては S1 と凹凸面で過熱度の差が観察されているものの, 低乾き度の場合に比べてその差は減少している. このことから, 凹凸面では低乾き度の核沸騰支配域で熱伝達が促進されていたものが, 強制対流の影響が加わったことにより, それが緩和されたものと考えられる.

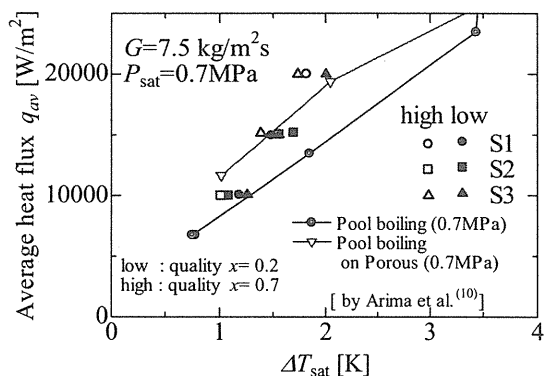
次に, Fig. 7(b) に示した $G=7.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ における沸騰曲線では, 低乾き度かつ高熱流束において S1 ~ S3 のいずれの場合でも過熱度の減少が観察されたが, それ以外の条件については Fig. 7(a) の過熱度の値とほぼ一致した. よって, 低乾き度で強制対流の影響が僅かに増えたことを除けば, G の影響は 5 と 7.5 ではほとんどないことが判る.

ところで, 溶射面におけるプール核沸騰の過熱度と凹凸面の高乾き度における過熱度は同等の値を示して

いることから, 高乾き度においては溶射面と凹凸面による伝熱促進の効果は変わらないと言える.



(a) $G = 5 \text{ kg/m}^2\text{s}$



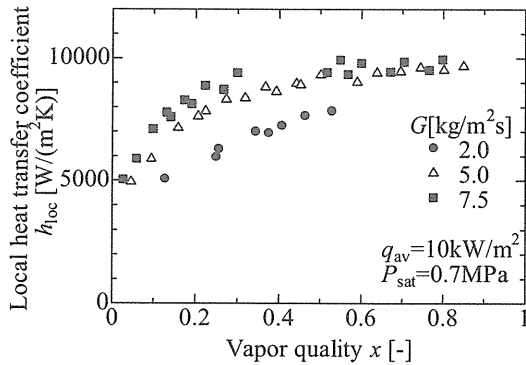
(b) $G = 7.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Fig. 7 Boiling curve at different plate surfaces

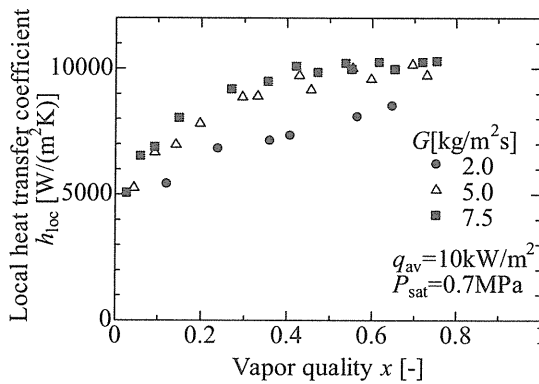
4・2 質量流速による沸騰熱伝達への影響 Fig. 8 (a) および (b) に, 一定の平均熱流束 ($q_{\text{av}} = 10 \text{ kW/m}^2$) および飽和蒸気圧 ($P_{\text{sat}} = 0.7 \text{ MPa}$) の条件で質量流速を変化させた場合の乾き度に対する局所沸騰熱伝達係数の変化を示す.

Fig. 8(a) および (b) より, いずれの質量流速, 伝熱面についても乾き度の増加に伴い, 熱伝達が上昇していることが分かる. また, Fig. 8(a) に示した S2 における比較では, 同一の乾き度で質量流速を $G=2$ から $5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ まで増加させると, 熱伝達が約 30% 増加することが判った. しかし, $G=5$ から $7.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ への増加では殆ど変化が見られなかった. Fig. 8(b) の S3 の場合も同様な傾向を示した. ところで, 質量流速が高い場合でのプレート蒸発器における熱伝達の比較は有馬⁽⁹⁾によって $G=7.5 \sim 15 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の場合について質量流速による影響がほとんどないこと述べられている. 同様に, 質量流速が $G=2 \text{ kg/m}^2\text{s}$ のように極端に低い場

合を除いて、質量流速による熱伝達への影響がないことが判る。また、この実験条件では作動流体の流速が約3~11 mm/sであり、伝熱面上ではほぼ静止していることから、沸騰熱伝達は強制対流の影響は殆どなく、核沸騰支配であると考えられる。



(a) S2



(b) S3

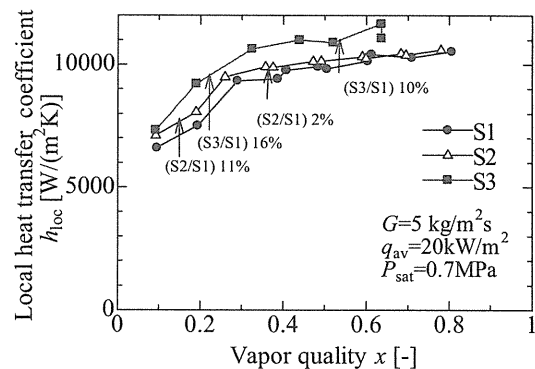
Fig. 8 Comparison between boiling heat transfer coefficient at different mass fluxes on S2 and S3

4・3 伝熱面による沸騰熱伝達への影響 Fig 9 (a) および (b) に、一定の平均熱流束 ($q_{av}=20\text{ kW/m}^2$) および飽和蒸気圧 ($P_{sat}=0.7\text{ MPa}$) の条件で伝熱面を S1, S2, S3 に交換した場合の乾き度に対する局所沸騰熱伝達係数の変化を示す。またそれぞれの質量流速は、Fig 9 (a) が $G=5\text{ kg/m}^2\text{s}$, Fig 9 (b) が $7.5\text{ kg/m}^2\text{s}$ である。

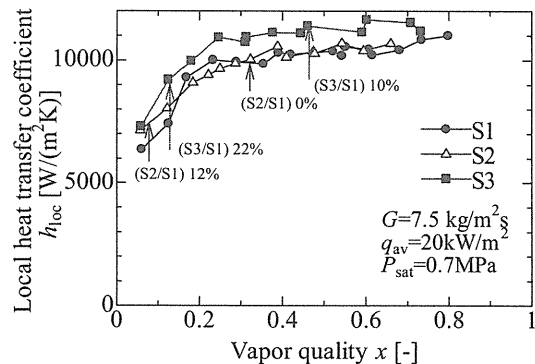
Fig 9 (a) および (b) より、伝熱面形状による比較において、低乾き度 ($x < 0.3$) では、S1 に対し S2 が約 12%, S3 が 16~22% の熱伝達の増加が得られたことから、凹凸面による伝熱促進が確認された。また、中乾き度 ($x > 0.3$) 以降では、S1 に対し S2 の熱伝達の増加は 0~2% でほとんど変化がなかったものの、S3 は 10% の熱伝達の増加が確認された。これらのことから、S3 は同じ凹凸形状を持つ S2 に比べて伝

熱促進に有効であることが分かる。特に、低乾き度である核沸騰支配領域においては顕著である。

低乾き度と中乾き度以降での伝熱促進の効果が異なる理由として、核沸騰における気泡生成に必要なキャビティの大きさと、溝内での液の流動様式の違いによるものが考えられる。今回実験に用いたアンモニアの臨界気泡半径 $r_c^{(1)}$ は、 $r_c=2\text{ }\mu\text{m}$ ($P_{sat}=0.7\text{ MPa}$, $\Delta T_{sat}=1^\circ\text{C}$) 程度であるが、S1 表面は平均粗さが $0.6\text{ }\mu\text{m}$ であり、平滑度が高いため発泡しにくい。それに対し、S2 および S3 では幅 $200\text{ }\mu\text{m}$ 、深さ $30\text{ }\mu\text{m}$ の連続した溝がキャビティとなり、これらは臨界気泡半径 r_c より大きい。低乾き度における凹凸面の伝熱促進は、核生成に十分な大きさのキャビティの数が増えたことによるものである。一方、S2 および S3 はキャビティの数は同一である。S2 に対する S3 の熱伝達の増加は、溝内におけるアンモニアの流動状況が異なることによるものと考えられる。Fig. 6 に示すように、S2 が溝に対して平行に流れるのに対し、S3 では溝に対して直交する流れとなる。つまり、S3 では溝によって周期的に流路が拡大している。



(a) $G=5\text{ kg/m}^2\text{s}$



(b) $G=7.5\text{ kg/m}^2\text{s}$

Fig. 9 Comparison between boiling heat transfer coefficient for plate S1, S2 and S3

その溝内に渦が形成されていると考えられる。その結果、攪拌による伝熱促進が行われ、S2 に対して熱伝達が増加したものと考えられる。

一方、中乾き度以降の S1 と S2 との比較では、伝熱促進がほとんど見られなかったが、これは低乾き度に比べ強制対流の影響が大きくなることで核沸騰の影響が弱められたためである。それに対して、S3 では前述の溝による攪拌の効果が加わるため S2 に比べて熱伝達が増加したものと考えられる。

5. ま と め

アンモニアを作動流体としたプレート式蒸発器の伝熱促進法について検討するため、伝熱面形状および凹凸溝の向きの異なるプレートを用いて局所の沸騰熱伝達の測定実験を行い、本実験範囲において下記のことが明らかとなった。

- (1) いずれの伝熱面でも、沸騰熱伝達率は乾き度の増加に伴い増加するが、中乾き度以降ではほぼ一定の値を示す。
- (2) 微細凹凸加工による沸騰熱伝達の促進が確認された。特に低乾き度の核沸騰域において顕著であった。
- (3) 作動流体の流れに対する溝の向きによる沸騰熱伝達の比較では、横溝が最大の熱伝達を示した。
- (4) 質量流束の増加に伴う沸騰熱伝達の変化はほとんどなかった。しかし、 $G=2\text{ kg/m}^2\text{ s}$ の比較的低い質量流束では沸騰熱伝達が低い値を示した。

謝 辞

本研究の一部は、株式会社神戸製鋼所との共同研究「OTEC 用熱交換プレートの最適形状に関する研究」によって行われた。ここに記して感謝する。

文 献

- (1) Kushibe M. et al., *Trans. JSRAE*, Vol. 22, No. 4 (2005), pp. 403-415 (in Japanese).
- (2) Kushibe M. et al., *Trans. JSRAE*, Vol. 23, No. 4 (2006), pp. 389-397 (in Japanese).
- (3) Arima H. et al., *Int. J. Refrigeration*, Vol. 33, No. 2 (2010), pp. 359-370.
- (4) Okamoto A. et al., *Trans. JSRAE*, Vol. 26, No. 2 (2009), pp. 131 - 139 (in Japanese).
- (5) Djordjevic E. et al., *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 51 (2008), pp. 6235-6242.
- (6) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Boiling heat transfer and cooling*, (1989), pp. 347- 367, Japan industrial publishing (in Japanese).
- (7) Ikegami Y. et al., *Proceedings of 37th National heat transfer symposium of Japan*, Vol. 37, No. 3, (2000), pp. 825-826 (in Japanese).
- (8) Arima H. et al., *OTEC*, Vol. 14, (2009), pp. 11-19 (in Japanese).
- (9) P-Propath
<http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/PROPATH/p-propath.html> (2006.4).
- (10) Arima H., et al., *Thermal Science and Engineering*, Vol. 9, No. 4, (2001), pp. 65-66.
- (11) Griffith P. et al., *Chem. Eng. Progress Symp. Series*, Vol. 56, No. 30, (1960), pp. 39 - 48.